

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Vedran Zanchi**

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Antun Galović, dipl. ing.

Student:

Vedran Zanchi

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Antunu Galoviću na brojnim savjetima i riječima podrške pri izradi ovog rada.

Vedran Zanchi



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Vedran Zanchi

Mat. br.: 0035191577

Naslov rada na  
hrvatskom jeziku:

**Energijsko - eksergijski proračun zagrijača i ovlaživača zraka**

Naslov rada na  
engleskom jeziku:

**Energy - exergy calculation of air heater and humidifier**

Opis zadatka:

Potrebno je u okviru nekog zahtjeva pripremiti vlažni zrak temperature  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  i relativne vlažnosti 60% i tlaka 1 bar. To se provodi na način da se  $0,5\text{ m}^3/\text{s}$  zraka stanja  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  i relativne vlažnosti 70% prvo zagrijava u jednom zagrijaču zraka a zatim se tako zagrijani zrak ovlažuje do konačnog stanja. Zagrijavanje i ovlaživanje zraka neka se odvija na sljedeća dva načina:

- Zagrijavanje toplom vodom  $80/60\text{ }^{\circ}\text{C}$  i ovlaživanje vodom temperature  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Zagrijavanje i ovlaživanje zasićenom parom temperature  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , na način da para u zagrijaču zraka potpuno kondenzira.

Za oba navedena slučaja potrebno je odrediti:

- Toplinski učinak zagrijača zraka.
- Maseni protok ubrizgavajuće vode odnosno vodene pare.
- Potrebnu površinu unakrsno izvedenog zagrijača zraka.
- Eksergijske vrijednosti zraka u karakterističnim točkama opisanog procesa, eksergijsku destrukciju, kao i eksergijsku efikasnost procesa.

Rezultate eksergijske destrukcije prikazati u dijagramu eksergijskog toka. Nadalje je potrebno dobivene rezultate proračuna interpretirati i navesti relevantne zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu kao i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:

25. studenog 2015.

Rok predaje rada:

1. rok: 25. veljače 2016
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

Prof. dr.sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

# SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA .....	IV
POPIS OZNAKA .....	V
SAŽETAK .....	X
SUMMARY .....	XI
1. UVOD.....	1
2. VLAŽNI ZRAK.....	2
2.1 Karakteristične veličine stanja vlažnog zraka .....	3
2.1.1 Sadržaj vlage vlažnog zraka.....	3
2.1.2 Relativna vlažnost .....	6
2.1.3 Specifični volumen vlažnog zraka .....	7
2.1.4 Specifična entalpija vlažnog zraka.....	8
2.2 $h_{1+x}$ , $x$ - dijagram za vlažni zrak .....	10
2.3 Specifična eksergija vlažnog zraka .....	11
2.4 Zagrijavanje struje vlažnog zraka .....	15
2.5 Ovlaživanje zraka.....	15
3. RAZRADA ZADANOG ZADATKA .....	18
3.1 Definiranje pojedinih točaka procesa.....	18
3.2 Određivanje karakterističnih veličina stanja .....	20
3.2.1 Stanje okoliša .....	20
3.2.2 Stanje vlažnog zraka na ulazu u zagrijač zraka.....	21
3.2.3 Konačno stanje vlažnog zraka.....	23
3.2.4 Stanje vlažnog zraka na izlazu iz grijača (slučaj a) .....	24
3.2.5 Stanje vlažnog zraka na izlazu iz grijača (slučaj b) .....	26
3.3 Proračun medija za ovlaživanje .....	27
3.3.1 Kapljevita voda .....	27
3.3.2 Suhozasićena para .....	28
3.4 Proračun zagrijača zraka .....	29
3.4.1 Potreban toplinski učinak (slučaj a) .....	29
3.4.2 Potreban toplinski učinak (slučaj b).....	30
3.4.3 Potrebna površina izmjenjivača (slučaj a) .....	31
3.4.4 Potrebna površina izmjenjivača (slučaj b) .....	37
3.5 Eksergijska analiza procesa.....	39
3.5.1 Eksergijska analiza slučaja a .....	39
3.5.2 Eksergijska analiza slučaja b.....	42
4. ZAKLJUČAK.....	45

5. LITERATURA .....	46
6. PRILOZI .....	47

## POPIS SLIKA

Slika 1 $h_{1+x}$ , $x$ - dijagram za vlažni zrak [1] .....	10
Slika 2. Adijabatsko ubrizgavanje vodene pare u vlažni zrak.....	16
Slika 3. Shema procesa za pripremu zraka.....	18
Slika 4. Prikaz procesa u $h_{1+x}$ , $x$ dijagramu .....	19
Slika 5. Prikaz očitavanja $\pi_2$ parametara .....	33
Slika 6. Shema eksergijske destrukcije u grijaču zraka grijanog vodom .....	39
Slika 7. Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču zraka s vodom.....	40
Slika 8. Dijagram eksergijskog toka za slučaj a.....	41
Slika 9. Shema eksergijske destrukcije u grijaču zraka grijanog kondenzacijom pare.....	42
Slika 10. Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču zraka vodenom parom .....	43
Slika 11. Dijagram eksergijskog toka za slučaj b.....	44

## POPIS TABLICA

Tablica 1    Numeričke vrijednosti  $p_s(\vartheta)$  i  $x_s(\vartheta)$  za ukupni tlak vlažnog zraka  $p = 1$  bar [\[2\]](#)



# POPIS OZNAKA

<u>Latinične Oznake</u>	<u>Mjerna jedinica</u>	<u>Naziv</u>
$A_{0a}$	$m^2$	površina rekuperatora za slučaj a
$A_{0b}$	$m^2$	površina rekuperatora za slučaj b
$a$	$m^2/s$	temperaturna provodnost
$c$	$m$	visina kanala za dobavu zraka
$c_{pd}$	$J/(kgK)$	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku pregrijane vodene pare
$c_{pz}$	$J/(kgK)$	specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku
$c_v$	$J/(kgK)$	specifični toplinski kapacitet kapljevite vode
$c_w$	$J/(kgK)$	specifični toplinski kapacitet vode u grijaču
$C_1$	$W/K$	toplinski kapacitet slabije struje
$C_2$	$W/K$	toplinski kapacitet jače struje
$Ex$	$W$	eksergija vlažnog zraka
$Ex_v$	$W$	eksergija kapljevite vode za ovlaživanje
$Ex_{w1}$	$W$	eksergija polazne vode u grijaču
$Ex_{w2}$	$W$	eksergija povratne vode u grijaču
$Ex_{p1}$	$W$	eksergija suhozasićene pare u grijaču
$Ex_{p2}$	$W$	eksergija vrele kapljevine u grijaču
$Ex_D$	$W$	eksergija suhozasićene pare za ovlaživanje
$ex_w$	$J/kg$	specifična eksergija vlage
$ex_d$	$J/kg$	specifična eksergija pregrijane vodene pare
$ex_z$	$J/kg$	specifična eksergija suhog zraka
$ex_v$	$J/kg$	specifična eksergija kapljevite vode za ovlaživanje
$ex_{w1}$	$J/kg$	specifična eksergija polazne vode u grijaču
$ex_{w2}$	$J/kg$	specifična eksergija povratne vode u grijaču

$ex_D$	J/kg	specifična eksergija suhozasićene pare za ovlaživanje
$ex_{1+x}$	J/kg	specifična eksergija vlažnog zraka svedena na kilogram suhog zraka
$\Delta Ex$	W	eksergijska destrukcija
$H_{vz}$	J	entalpija vlažnog zraka
$h_D$	J/kg	specifična entalpija ubrizgane vodene pare u vlažni zrak
$h_d$	J/kg	specifična entalpija pregrijane vodene pare
$h_z$	J/kg	specifična entalpija suhog zraka
$h_w$	J/kg	specifična entalpija vlage
$h_v$	J/kg	specifična entalpija kapljevite vode
$h_{1+x}$	J/kg	specifična entalpija vlažnog zraka svedena na kilogram suhog zraka
$k$	W/(m <sup>2</sup> K)	koeficijent prolaza topline
$L$	m	duljina
$L_a$	m	duljina kanala slučaj a
$L_b$	m	duljina kanala slučaj b
$M_d$	kg/kmol	molarna masa pregrijane vodene pare
$M_z$	kg/kmol	molarna masa suhog zraka
$m_d$	kg	masa pregrijane vodene pare
$m_z$	kg	masa suhog zraka
$m_w$	kg	ukupna masa vode (vlage)
$n$	-	broj cijevi u jednom redu
$n_d$	mol (kmol)	količina suhog zraka u vlažnom zraku
$n_z$	mol (kmol)	količina vodene pare u vlažnom zraku
$p$	Pa	ukupni tlak
$p_0$	Pa	tlak okoliša
$p_d$	Pa	parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku
$p_{d0}$	Pa	parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku u ravnoteži s okolišem
$p_s$	Pa	parcijalni tlak vodene pare zasićenog vlažnog

		zraka
$p_z$	Pa	parcijalni tlak suhog zraka u vlažnom zraku
$p_{z0}$	Pa	parcijalni tlak suhog zraka u vlažnom zraku u ravnoteži s okolišem
$q_m$	kg/s	maseni protok suhog zraka u vlažnom zraku
$q_{v1}$	m <sup>3</sup> /s	volumenski protok suhog zraka u vlažnom zraku na ulazu u grijač zraka
$q_{mv}$	kg/s	maseni protok vode za ovlaživanje
$q_{mw}$	kg/s	maseni protok vode u grijaču zraka
$q_{mD}$	kg/s	maseni protok suhozasićene pare za ovlaživanje
$q_{mp}$	kg/s	maseni protok suhozasićene pare u grijaču
$R_d$	J/(kgK)	plinska (individualna) konstanta pregrijane vodene pare
$R_z$	J/(kgK)	plinska (individualna) konstanta suhog zraka
$r_0$	J/kg	specifična toplina isparivanja pri određenom referentnom toplinskom stanju
$s$	J/(kgK)	specifična entropija
$s_0$	J/(kgK)	specifična entropija radne tvari u ravnoteži s okolišem
$T$	K	termodinamička temperatura
$T_0$	K	termodinamička temperatura okoliša
$V$	m <sup>3</sup>	volumen vlažnog zraka
$v_{vz}$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen vlažnog zraka
$v_z$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen suhog zraka
$v_{1+x}$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen vlažnog zraka sveden na kilogram suhog zraka
$w_a$	m/s	brzina nastrujavanja zraka za slučaj a
$w_b$	m/s	brzina nastrujavanja zraka za slučaj b
$x$	kg/kg	sadržaj vlage u vlažnom zraku
$x_d$	kg/kg	sadržaj parovite vlage u vlažnom zraku

$x_s$	kg/kg	sadržaj vlage zasićenog vlažnog zraka
$z$	-	broj redova cijevi

### **Grčke oznake**

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	koeficijent prijelaza topline
$\varepsilon$	1	eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa
$\vartheta$	°C	(Celzijeva) temperatura
$\vartheta_v$	°C	(Celzijeva) temperatura kapljevite vode za ovlaživanje
$\vartheta_{w1}$	°C	(Celzijeva) temperatura polazne vode u grijaču zraka
$\vartheta_{w2}$	°C	(Celzijeva) temperatura povratne vode u grijaču zraka
$\vartheta_p$	°C	(Celzijeva) temperatura suhozasićene pare za ovlaživanje
$\vartheta'$	°C	(Celzijeva) temperatura zasićenja
$\vartheta_s$	°C	(Celzijeva) temperatura fluida u dodiru s krutom stijenkom
$\lambda$	W/(mK)	toplinska provodnost
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematička žilavost (viskozitet) tekućine
$\kappa_d$	kmol/kmol	molna vlažnost zraka
$\kappa_{d0}$	kmol/kmol	molna vlažnost zraka u ravnoteži s okolišem
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća
$\rho_d$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća vodene pare u vlažnom zraku
$\rho_s$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća suhozasićene vodene pare u vlažnom zraku
$\Phi_{gr}$	W	toplinski tok u grijaču
$\varphi$	1 (mol/mol)	relativna vlažnost vlažnog zraka

**Bezdimenzijske (kriterijske) značajke**

$Nu = \alpha l_0/\lambda$	-	Nusseltova značajka
$Pe = w l_0/a$	-	Pecletova značajka
$Re = w l_0/\nu$	-	Reynoldsova značajka
$\pi_1 = ( \vartheta_1' - \vartheta_1'' ) / ( \vartheta_1' - \vartheta_2' )$	-	bezdimenzijska temperaturna značajka
$\pi_2 = kA_0/C_1$	-	bezdimenzijska značajka broja prijenosnih jedinica
$\pi_3 = C_1/C_2$	-	bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta struja

## SAŽETAK

U okviru ovog rada je bilo potrebno napraviti termodinamički proračun pripreme vlažnog zraka te napraviti energijsko eksergijsku analizu, u svrhu boljeg razumijevanja svih faktora koji utječu na kvalitetu procesa.

Proračun je napravljen za dva slučaja. U prvom se slučaju vlažni zrak zagrijava i ovlažuje kapljevitom vodom, dok se u drugom slučaju zrak zagrijava kondenzacijom vodene pare i potom ovlažuje ubrizgavanjem suhozasićene pare do konačnog stanja. Za oba su slučaja konačna stanja vlažnog zraka jednaka.

U radu su također izračunati toplinski učinci, površine za izmjenu toplinu u grijaču te maseni protoci ubrizgavajućeg medija kao i eksergijska efikasnost procesa, kojom se dobiva znatno bolji uvid u samu kvalitetu procesa.

Ključne riječi: vlažni zrak, eksergijska destrukcija, eksergijska efikasnost

## SUMMARY

In this work it was necessary to make a thermodynamic calculation of moist air and develop an energy – exergy analysis with the purpose of better understanding the factors that affect the quality of the process.

Two cases are presented and calculated. In the first case moist air is heated and humidified with liquid water, while in the second case the air is heated by condensation of water vapor and then humidified by dry-saturated steam to a final state. In both cases, the final states of moist air are equal.

In the paper, heat flows and heat exchanger surfaces are also calculated, together with the mass flows of a humidifying medium as well as the exergy efficiency of the process through which we get a much better insight into the quality of the process itself.

Key words: moist air, exergy destruction, exergy efficiency

# 1. UVOD

Procesi s vlažnim zrakom su glavni dio analiza sustava ventilacije, djelomične klimatizacije i potpune klimatizacije te stoga predstavljaju važan dio termotehnike. Zbog toga je iznimno bitno poznavati njegovo ponašanje pri različitim uvjetima, kako bi se ti sustavi što bolje projektirali.

Kroz rad se prikazuju pojedinosti i karakteristike određenih procesa s vlažnim zrakom te njihova međusobna usporedba koja nam daje bolji uvid u kvalitetu i isplativost samog procesa s energijsko eksergijske strane. To se postiže postavljanjem II. zakona termodinamike koji nam daje izravan uvid u gubitke uslijed ireverzibilnosti pojedinog procesa kao i načine njegovog poboljšavanja.

Upravo zbog tih razloga sam odabrao ovakav rad, jer dobro poznavanje žarišta ireverzibilnosti u procesima s vlažnim zrakom kao i načine rješavanja istih, predstavlja bitan dio inženjerske struke u području termotehnike.



## 2. VLAŽNI ZRAK

Vlažni zrak predstavlja binarnu smjesu suhog zraka i vlage. Suhi zrak se pojavljuje samo u plinovitom obliku, a vlaga se kao drugi sudionik može pojaviti u plinovitom, kapljevitom i u krutom agregatnom stanju.

Temperaturno područje unutar kojeg se tehnički koristi vlažni zrak proteže se u rasponu od -40 pa do 50 °C. Zbog činjenice da temperatura suhog zraka u kritičnoj točki iznosi -141 °C, suhi zrak se u analizama može tretirati kao idealni plin.

Ako se vlaga u binarnoj smjesi javlja u obliku vodene pare, tada je, prema Daltonovu zakonu mješanja, sveukupni tlak  $p$  smjese, jednak zbroju parcijalnog tlaka suhog zraka  $p$  i parcijalnog tlaka vodene pare  $p_d$ .

$$p = p_z + p_d \quad (1)$$

U mnogim slučajevima primjene vlažnog zraka, sveukupni tlak mješavine neće se bitno razlikovati od atmosferskog tlaka.

Parcijalni tlak vodene pare  $p_d$  ograničen je njezinim tlakom zasićenja  $p_s$ , koji, prema krivulji napetosti za vodu, ovisi o temperaturi. Tlak zasićenja  $p_s$  kapljevina - para poprima niske vrijednosti tlaka zasićenja do temperatura +50°C pa se za to područje vodenu paru može tretirati kao idealni plin tj. pri manjim tlakovima za zadanu temperaturu pregrijanja, pregrijana para se sve više približava idealnom plinu. Kako prisustvo suhog zraka ne mjenja položaj linija napetosti vode, tada linije napetosti kapljevina - para i krutina - para određuju tri područja vlažnog zraka: nezasićeni vlažni zrak, zasićeni vlažni zrak s kapljevitim kondenzatom i zasićeni vlažni zrak s vlagom u obliku krutine.

U okviru ovog zadatka pojavljuje se samo nezasićeni vlažni zrak, u čijem području vlažni zrak sadrži vlagu u obliku pregrijane vodene pare. Krajnje moguće dodatno stanje je i zasićeni vlažni zrak gdje je  $p_d(\vartheta) = p_s(\vartheta)$ , ali nema izlučivanja vlage u obliku krutine niti u obliku kapljevine. U tom se stanju vlaga pojavljuje u obliku suhozasićene vodene pare.

## 2.1 Karakteristične veličine stanja vlažnog zraka

Budući da se pri promjenama vlažnog zraka masa suhog zraka,  $m_z$ , općenito ne mijenja dok se masa vlage,  $m_w$ , mijenja zbog kondenzacije, skrućivanja ili ishlapljivanja, kao osnovu računanja se odabire konstantna referentna veličina, masa suhog zraka. Shodno tome sve veličine stanja vlažnog zraka iskazane su po kilogramu suhog zraka.

### 2.1.1 Sadržaj vlage vlažnog zraka

Za određivanje toplinskog stanja vlažnog zraka potrebno je poznavati, osim veličina stanja, tlaka  $p$  i temperature  $\vartheta$ , još bilo masene bilo količinske udjele sudionika u smjesi.

Izraz kojim se određuje maseni udio vlage u smjesi vlažnog zraka, izražen u kilogramima vlage po kilogramu suhog zraka, glasi

$$x = \frac{m_w}{m_z} \quad (2)$$

i naziva se sadržaj vlage, kod koje je varijabilna masa vlage svedena na konstantnu masu suhoga zraka. Budući da tako definiran sadržaj vlage predstavlja omjer masa različitih tvari, on nije bezdimenzijski broj. Vrijednost sadržaja vlage kreće se u intervalu  $0 \leq x \leq +\infty$ . Ako je  $x = 0$ , tada se radi o samo o suhom zraku, a ako je  $x = +\infty$ , radi se ili o kapljevitoj vodi, ili vodenoj pari ili ledu.

Iz toga proizlazi da je stanje vlažnog zraka određeno s tri veličine stanja: sveukupnim tlakom  $p$ , temperaturom  $\vartheta$  i sadržajem vlage  $x$ .

Tako dugo dok je parcijalni tlak  $p_d$  vodene pare manji od tlaka zasićenja  $p_s$  pri istoj temperaturi  $\vartheta$  vlažnog zraka, vlaga je u zraku sadržana u obliku vodene pregrijane vodene pare pa se parcijalni tlakovi vodene pare i suhog zraka mogu računati prema jednadžbi stanja idealnog plina. Suhi zrak i vodena para pokoravaju se Daltonovom zakonu za idealne plinove,

koji kaže da u smjesi idealnih plinova svaki plin zauzima čitav raspoloživi volumen i stoji pod svojim parcijalnim tlakom, koji je određen vrstom plina, temperaturom i volumenom smjese.

Jednadžba stanja za vodenu paru, kojoj se u daljnjem izlaganju pridružuje indeks d, u smjesi vlažnog zraka volumena  $V$  i temperature  $T$  jest

$$p_d V = m_d R_d T \quad (3)$$

a za suhi zrak jednadžba stanja glasi

$$p_z V = m_z R_z T \quad (4)$$

Međusobnim djeljenjem gornjih jednadžbi dobiva se

$$\frac{m_d}{m_z} = \frac{p_d R_z}{p_z R_d} \quad (5)$$

Veličine  $R_u$  i  $R_d$  predstavljaju individualne plinske konstante suhoga zraka i vodene pare, koje se mogu izračunati iz opće plinske konstante  $R_m$  i pripadajuće molarne mase  $M$ ;  $R=R_m/M$ , pa se gornju jednadžbu može zapisati kao

$$x_d = \frac{M_d p_d}{M_z p_z} \quad (6)$$

Molarna masa zraka je  $M_z = 28,96$  kg/kmol, a vodene pare  $M_d = 18$  kg/kmol, tako da se, nakon uvrštavanja ovih vrijednosti u gornju jednadžbu dobiva

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p_z} \quad (7)$$

Parcijalni tlak suhog zraka, iz jednadžbe (1) glasi

$$p_z = p - p_d \quad (8)$$

uvrštavanjem jednadžbe (8) u (7) slijedi

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d} \quad (9)$$

Omjer parcijalnih tlakova vodene pare i suhog zraka u vlažnom zraku predstavlja ujedino i količinski ili molni omjer tih sudonika, pa se stoga definira i molna vlažnost, koja se označava s  $\kappa_d$

$$\kappa_d = \frac{p_d}{p_z} = \frac{n_d}{n_z} \quad (10)$$

pri čemu  $n_d$  predstavlja broj kilomola vodene pare, a  $n_u$  broj kilomola suhog zraka u smjesi vlažnog zraka. Pomoću jednadžbe lako se dolazi do veze između sadržaja vlage  $x_d$  i molne vlažnosti  $\kappa_d$

$$\kappa_d = 1,61x_d \quad (11)$$

Kada parcijalni tlak vodene pare  $p_d$  postigne, za zadanu temperaturu vlažnog zraka pripadajući tlak zasićenja  $p_s$ , tj.  $p_d(\vartheta) = p_s(\vartheta)$ , tada vlažni zrak postaje zasićen. Stanje vodene pare u vlažnom zraku postiglo je tada liniju rošenja, vodena para više nije pregrijana nego suhozasićena. Sadržaj vlage  $x_s$  zasićenog zraka dobije se kada u jednadžbu (9) umjesto parcijalnog tlaka vodene pare  $p_d$  uvrstimo tlak zasićenja  $p_s(\vartheta)$ .

$$x_s(p, \vartheta) = 0,622 \frac{p_s(\vartheta)}{p - p_s(\vartheta)} \quad (12)$$

Iz jednadžbe se vidi da sadržaj vlage  $x_s$  ovisi o temperaturi  $\vartheta$  i o ukupnom tlaku vlažnog zraka  $p$ . Tablica 1 daje parcijalne tlakove  $p_s$  i sadržaj vlage zasićenog zraka  $x_s$  u funkciji temperature  $\vartheta$  uz ukupni tlak vlažnog zraka  $p = 1$  bar

$\vartheta$	$p_s$	$x_s$
°C	mbar	g/kg
-20	1,029	0,64070
-15	1,651	1,0286
-10	2,594	1,6177
-5	4,010	2,5043
0	6,108	3,8225
10	12,270	7,7267
15	17,039	10,7820
20	23,37	14,8840
25	31,66	20,3364
30	42,41	27,5473
35	56,22	37,0519
40	73,75	49,5250

**Tablica 1.** Numeričke vrijednosti  $p_s(\vartheta)$  i  $x_s(\vartheta)$  za ukupni tlak vlažnog zraka  $p = 1$  bar [2]

### 2.1.2 Relativna vlažnost

Relativna vlažnost predstavlja omjer između parcijalnog tlaka vodene pare pri temperaturi  $T$  i parcijalnog tlaka zasićenja za istu temperaturu.

$$\varphi = \frac{\rho_d(T)}{\rho_s(T)} = \frac{p_d(T)}{p_s(T)} \quad (13)$$

Interval unutar kojega se nalaze vrijednosti relativne vlažnosti je  $0 \leq \varphi \leq 1$ . Ako je  $\varphi = 0$ , govori se u suhom zraku, odnosno ako je  $\varphi = 1$ , vlažni zrak je zasićen. Relativna vlažnost ima svoj smisao samo u području nezasićenog zraka, a ako je  $x > x_s$  tada ona gubi svoj smisao glede sadržaja vlage, jer tada parcijalni tlak vodene pare ne označuje više sastav vlažnog zraka.

Uvrštavanjem izraza (13) u (9) dobiva se izravna veza između relativne vlažnosti i sadržaja vlage:

$$x_d = 0,622 \frac{\varphi p_s(\vartheta)}{p - \varphi p_s(\vartheta)} \quad (14)$$

### 2.1.3 Specifični volumen vlažnog zraka

Za masu za koju se računa specifični volumen vlažnog zraka uzima se masu suhog zraka  $m_z$  te se shodno tome specifični volumen definira kao

$$v_{1+x} = \frac{V}{m_z} \quad (15)$$

Tako definiran specifični volumen razlikuje se od uobičajene definicije specifičnog volumena vlažnog zraka  $v_{vz}$ , kod kojeg se uzima u obzir sveukupna masa vlažnog zraka

$$v_{vz} = \frac{V}{m_z + m_w} \quad (16)$$

Dijeljenjem brojnika i nazivnika jednadžbe (16) s masom suhog zraka  $m_z$ , te koristeći dodatno (2) i (15) dobiva se veza između  $v_{1+x}$  i  $v_{vz}$ .

$$v_{1+x} = (1 + x)v_{vz} \quad (17)$$

Ako je vlažni zrak nezasićen odnosno zasićen pri čemu se vlaga u njemu javlja samo kao suhozasićena para, tj., ako je  $0 \leq x = x_d \leq x_s$ , tada se za suhi zrak i vodenu paru može primjeniti jednačba stanja idealnog plina pa je

$$v_{1+x} = v_z + x_d v_d = \frac{R_z T}{p} + x_d \frac{R_d T}{p} = \frac{R_d T}{p} \left( \frac{R_z}{R_d} + x_d \right)$$

Uvrštavanjem vrijednosti  $R_d = 461,5 \text{ J/(kgK)}$  i  $R_z = 287,1 \text{ kJ/(kgK)}$  u gornju jednačbu dolazi se do izraza za specifični volumen vlažnog zraka svedenog na kilogram suhog zraka

$$v_{1+x} = 461,5 \frac{T}{p} (0,622 + x_d) \quad (18)$$

#### 2.1.4 Specifična entalpija vlažnog zraka

Entalpija vlažnog zraka, kao ekstenzivna veličina stanja, dobiva se zbrojem entalpija oba sudionika; suhog zraka i vlage

$$H_{vz} = m_z h_z + m_w h_w \quad (19)$$

U gornjoj jednačbi  $h_z$  označuje specifičnu entalpiju suhog zraka, a  $h_w$  specifičnu entalpiju vlage. Entalpija vlažnog zraka svodi se na masu suhog zraka  $m_z$ , a označuje se s  $h_{1+x}$ , i dobije se ako se jednačbu (19) podjeli s masom suhog zraka, i uvede jednačbu (2)

$$h_{1+x} = h_z + x h_w \quad (20)$$

Specifična entalpija suhog zraka računa se prema izrazu

$$h_z = c_{pz}\vartheta \quad (21)$$

u kojemu  $c_{pz}$  predstavlja specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku i iznosi  $c_{pz} = 1,005 \text{ kJ/(kgK)}$ .

Prilikom računanja specifične entalpije vlage  $h_w$  treba razlikovati tri slučaja: nezasićeni vlažni zrak, vlažni zrak zasićen s kapljevitom vlagom ili zasićen s kapljevitom i zaleđenom vlagom. Zbog toga što se vlažni zrak u okviru ovog zadatka nalazi u nezasićenom području, prikazat će se samo slučaj određivanja specifične entalpije vlage u nezasićenom vlažnom zraku.

Već je ranije utvrđeno da se vodena para tretira kao idealni plin te shodno tome joj specifična entalpija ne ovisi o tlaku nego samo o temperaturi. To znači da dvije točke koje imaju istu temperaturu  $T$  i različite tlakove imaju istu specifičnu entalpiju. Za takvo stanje vlage veličine  $x$  i  $h_w$  u jednadžbi (20) prelaze u  $x_d$  i  $h_d$ , pa se može pisati

$$h_{1+x} = h_z + x_d h_d \quad (22)$$

Uzme li se da je specifični toplinski kapacitet  $c_{pd}$  pregrijane vodene pare pri konstantnom tlaku konstantan, tada se specifična entalpija  $h_d$  pregrijane vodene pare računa prema jednadžbi

$$h_d = r_0 + c_{pd}\vartheta \quad (23)$$

gdje  $r_0$  predstavlja specifičnu toplinu isparivanja vode pri temperaturi  $0^\circ\text{C}$  i koja iznosi  $2500 \text{ (kJ/kg)}$ , a produkt  $c_{pd}\vartheta$  toplinu pregrijanja jednog kilograma suhozasićene vodene pare od temperature  $0^\circ\text{C}$  na temperaturu  $\vartheta^\circ\text{C}$ . Vrijednost veličine  $c_{pd} = 1,93 \text{ kJ/(kgK)}$ .

Uvrstivši jednadžbe (23) i (21) u (22) dobiva se izraz za specifičnu entalpiju nezasićenog vlažnog zraka



$$h_{1+x} = c_{pz}\vartheta + x_d(r_0 + c_{pd}\vartheta) \quad (24)$$

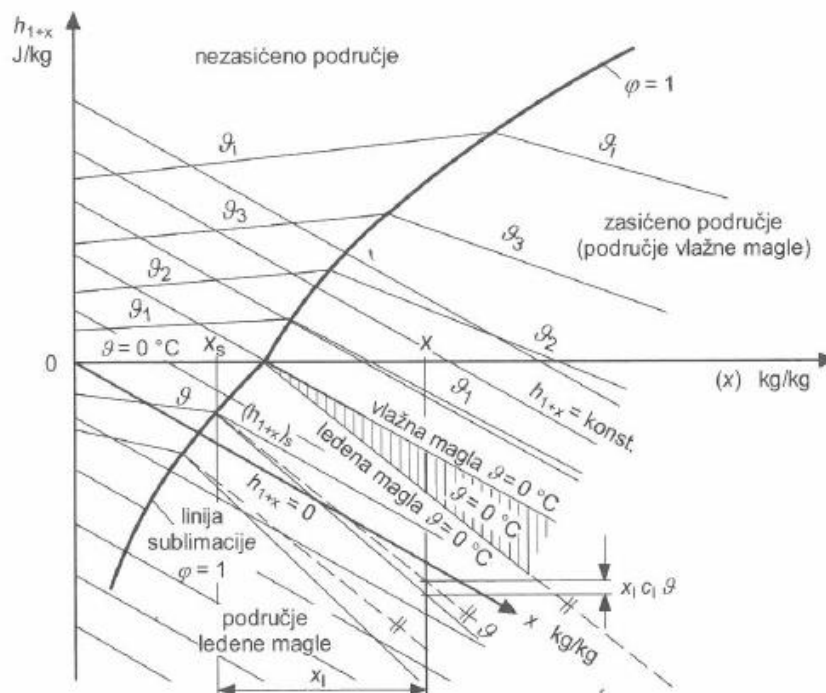
izraženu u džulima po kilogramu suhog zraka, J/kg.

## 2.2 $h_{1+x}, x$ - dijagram za vlažni zrak

$h_{1+x}, x$  - dijagram za vlažni zrak koristi se kako bi se prikazala toplinska stanja i promjene stanja vlažnog zraka. Na ordinati mu se nalazi specifična entalpija vlažnog zraka, a na apscisi sadržaj vlage  $x$ .

U dijagramu su također ucrtane krivulje relativne vlažnosti zraka te je posebno značajna krivulja  $\varphi = 1$ , koja se dobije spajanjem točaka sadržaja pare zasićenog zraka (granična linija, linija rošenja, zasićenja).

Primjer takvog dijagrama je prikazan na slici 1.



Slika 1  $h_{1+x}, x$  - dijagram za vlažni zrak [1]

## 2.3 Specifična eksergija vlažnog zraka

Eksergija vlažnog zraka, kao ekstenzivna veličina stanja, dobiva se zbrojem eksergija oba sudionika; suhog zraka i vlage

$$Ex = m_z ex_z + m_w ex_w \quad (25)$$

U gornjoj jednadžbi  $ex_z$  označuje specifičnu eksergiju suhog zraka, a  $ex_w$  specifičnu eksergiju vlage. Eksergija vlažnog zraka svodi se na masu suhog zraka  $m_z$ , a označuje se s  $ex_{1+x}$ , i dobije se ako se jednadžbu (25) podjeli s masom suhog zraka, i uvede jednadžbu (2)

$$ex_{1+x} = ex_z + x ex_w \quad (26)$$

Specifične eksergije suhog zraka i vlage računaju se prema općem izrazu,[3]

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (27)$$

koji se raspiše u slučaju nezasićenog vlažnog zraka kao

$$ex_z = c_{pz}(T - T_0) - T_0(s - s_0) \quad (28)$$

$$ex_d = c_{pd}(T - T_0) - T_0(s - s_0) \quad (29)$$

Pri čemu izraz  $(s - s_0)$  predstavlja promjenu specifične entropije, koji za suhi zrak i vlagu u obliku pregrijanje pare glasi

$$(s - s_0)_z = c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p_z}{p_{z0}} \quad (30)$$

$$(s - s_0)_d = c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p_d}{p_{d0}} \quad (31)$$

u gornjem izrazu  $T_0$  predstavlja temperaturu okoliša, a  $p_{z0}$  i  $p_{d0}$  parcijalni tlak suhog zraka, odnosno vlage, pri okolišnoj temperaturi  $T_0$ . Uvrštavanjem jednadžbi (30) i (31) u (28) i (29) slijedi

$$ex_z = c_{pz}(T - T_0) - T_0 \left( c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p_z}{p_{z0}} \right) \quad (32)$$

$$ex_d = c_{pd}(T - T_0) - T_0 \left( c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p_d}{p_{d0}} \right) \quad (33)$$

uvrštavanjem jednadžbe (8) u (10) dolazi se do izraza za molnu vlažnost

$$\kappa_d = \frac{p_d}{p - p_d} \quad (34)$$

iz čega slijedi

$$\kappa_d p - p_d \kappa_d = p_d \quad (35)$$

sređivanjem gornje jednadžbe dolazi se do izraza za parcijalni tlak vlage vlažnog zraka

$$p_d = \frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d} \quad (36)$$

Analogno tome dobije se izraz za parcijalni tlak vlage u vlažnom zraku za stanje okoliša

$$p_{d0} = \frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}} \quad (37)$$

Djeljenjem jednadžbe (36) s (37) dobije se omjer između  $p_d$  i  $p_{d0}$

$$\frac{p_d}{p_{d0}} = \frac{\frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{\frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} = \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \quad (38)$$

Omjer između parcijalnog tlaka zraka  $p_z$  i parcijalnog tlaka zraka za  $p_{z0}$  za stanje okoliša, dobije se na sljedeći način

$$\frac{p_z}{p_{z0}} = \frac{p - p_d}{p - p_{d0}} = \frac{p - \frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{p - \frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} = \frac{\frac{p + p \kappa_d - p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{\frac{p + p_0 \kappa_{d0} - p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} = \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \quad (39)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (39) u (32) i (38) u (33), a zatim (32) i (33) u jednadžbu (26) dobije se

$$\begin{aligned} ex_{1+x} = & c_{pz}(T - T_0) - T_0 \left( c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \right) + x_d c_{pd}(T - T_0) \\ & - x_d T_0 \left( c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \right) \end{aligned} \quad (40)$$

te naknadnim preinakama

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & (c_{pz} + x_d c_{pd}) \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + T_0 R_z \ln \frac{p(1 + \kappa_{d0})}{p_0(1 + \kappa_d)} \\
& + x_d T_0 R_d \ln \frac{p \kappa_d (1 + \kappa_{d0})}{p_0 \kappa_{d0} (1 + \kappa_d)}
\end{aligned} \quad (40a)$$

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & (c_{pz} + x_d c_{pd}) \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + T_0 R_z \ln \frac{p}{p_0} + T_0 R_z \ln \frac{(1 + \kappa_{d0})}{(1 + \kappa_d)} \\
& + x_d T_0 R_d \ln \frac{p}{p_0} + x_d T_0 R_d \ln \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} + x_d T_0 R_d \ln \frac{(1 + \kappa_{d0})}{(1 + \kappa_d)}
\end{aligned} \quad (40b)$$

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & (c_{pz} + x_d c_{pd}) T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + T_0 \ln \frac{p}{p_0} (R_z + x_d R_d) \\
& + T_0 \ln \frac{(1 + \kappa_{d0})}{(1 + \kappa_d)} (R_z + x_d R_d) + x_d T_0 R_d \ln \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}}
\end{aligned} \quad (40c)$$

uvrštavanjem jednadžbe (11) u (40c) dobiva se konačan oblik

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & (c_{pz} + x_d c_{pd}) T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + T_0 R_z (1 + \kappa_d) \ln \frac{p}{p_0} \\
& + T_0 R_z \left[ (1 + \kappa_d) \ln \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} + \kappa_d \ln \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \right]
\end{aligned} \quad (41)$$

Gornji izraz predstavlja specifičnu eksergiju vlažnog zraka izraženu u džulima po kilogramu suhog zraka, J/kg. Ona u sebi sadrži sva tri potencijala u odnosu na stanje okoliša: temperaturu vlažnog zraka  $\vartheta$ , ukupni tlak vlažnog zraka  $p$  i relativnu vlažnost zraka  $\varphi$ , odnosno sadržaj vlage  $x_d$  i molnu vlažnost  $\kappa_d$ .

Prvi član jednadžbe (41) predstavlja temperaturni eksergijski potencijal, tj. eksergijski doprinos suhog zraka i pregrijane pare zbog njihove različite temperature u odnosu na temperaturu okoliša. Drugi član je posljedica mehanička neravnoteže odnosno predstavlja eksergijski doprinos uslijed različitog ukupnog tlaka vlažnog zraka u odnosu na tlak okoliša.

U okviru zadatka, tlak okoliša je jednak tlaku vlažnog zraka pa ovaj član izostaje u daljnoj analizi. Posljednji član, kemijska neravnoteža, predstavlja doprinos eksergiji uslijed različitog kemijskog sastava vlažnog zraka i vlažnog zraka u okolišnim uvjetima. Za vrijednost vlažnog zraka okolišnog stanja uzima se da relativna vlažnost iznosi 1, [3].

## 2.4 Zagrijavanje struje vlažnog zraka

Struja vlažnog zraka može se zagrijavati u izmjenjivaču topline s pomoću struje neke toplije struje. Promjena stanja teče uz  $x = \text{konst}$ , što se vidi iz bilance mase vlage

$$q_m x_1 = q_m x_2 \quad (42)$$

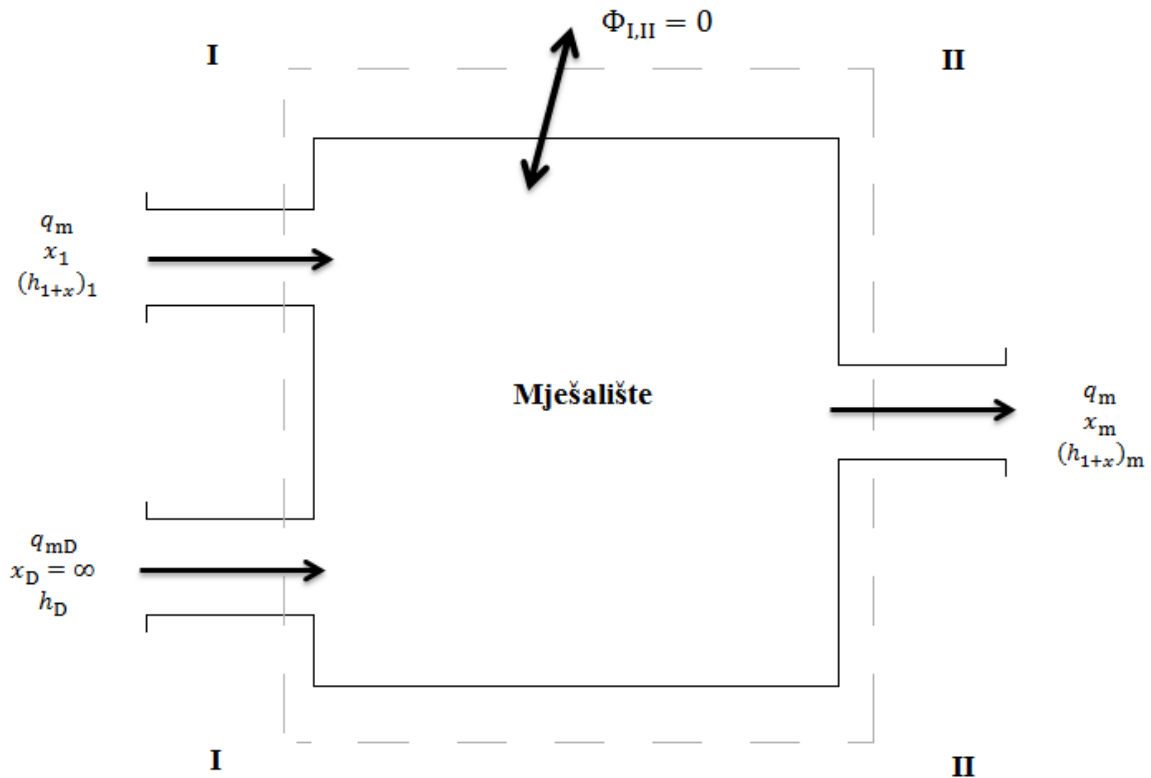
Dovedeni toplinski tok određen je postavljanjem relevantnog oblika I. stavka termodinamike

$$\Phi_{\text{gr}} = q_m ((h_{1+x})_2 - (h_{1+x})_1) \quad (43)$$

## 2.5 Ovlaživanje zraka

Struju zraka može se ovlažiti ubrizgavanjem kapljevite vode ili vodene pare. U suštini i jedno i drugo je proces miješanja, opisan bilancama mase i energije, a razlika između ovlaživanja vodom i vodenom parom samo je u tome što dodana vlaga u mješalište unosi različitu entalpiju.

U okviru zadatka radi se o adijabatskom ovlaživanju, a sam proces je prikazan na slici 2.



**Slika 2. Adijabatsko ubrizgavanje vodene pare u vlažni zrak**

Budući da u vodenoj pari nema suhog zraka, tada njen sadržaj vlage, prema jednadžbi (2), poprima beskonačnu vrijednost, tj.  $x_D \rightarrow \infty$ .

Materijalna bilanca suhog zraka u ovom slučaju je

$$q_m = q_m \quad (44)$$

dok jednadžba materijalne bilance vlage poprima oblik

$$q_{mD} = q_m(x_m - x_1) \quad (45)$$

Bilanca energije glasi

$$q_{mD}h_D = q_m((h_{1+x})_m - (h_{1+x})_1) \quad (46)$$

Međusobnim dijeljenjem jednačbi (45) i (46) dobiva se jednačba oblika

$$h_D = \frac{(h_{1+x})_m - (h_{1+x})_1}{x_m - x_1} = \frac{dh_{1+x}}{dx} = \tan \alpha \quad (47)$$

iz koje proizlazi da koeficijent nagiba pravca  $\tan \alpha$  povučenim iz točke 1 odgovara specifičnoj entalpiji  $h_D$  ubrizgavane vodene pare.

Analognim postupkom se dolazi do izraza koji vrijede pri adijabatskom ubrizgavanju kapljevite vode

$$q_{mv} = q_m(x_m - x_1) \quad (48)$$

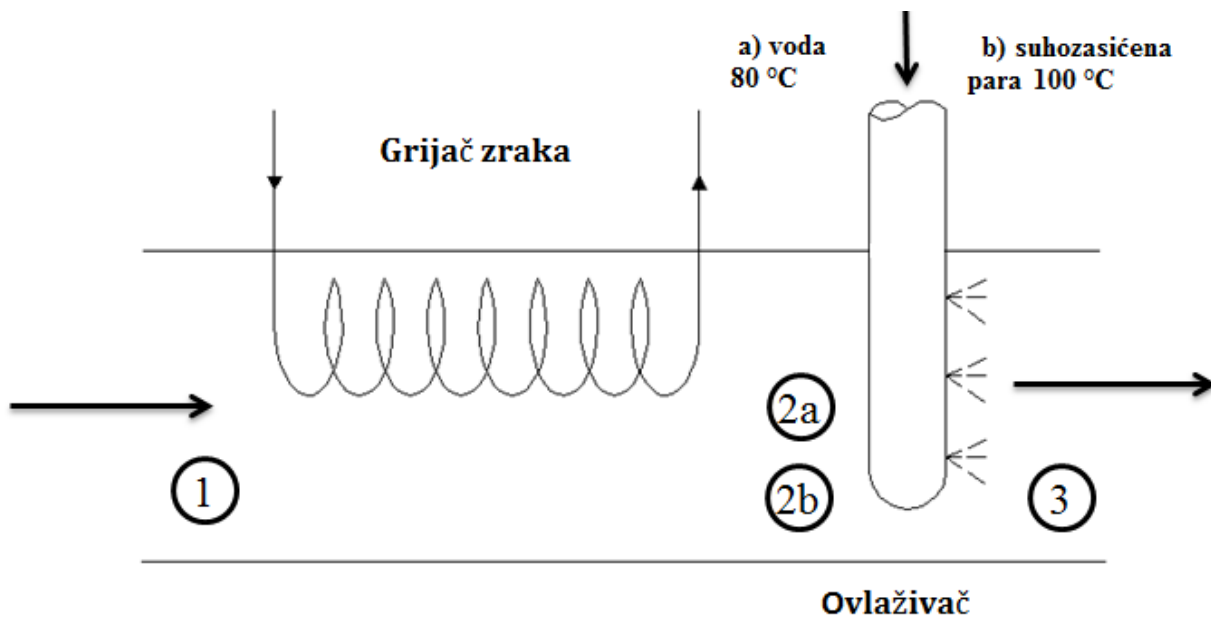
$$q_{mv}h_v = q_m((h_{1+x})_m - (h_{1+x})_1) \quad (49)$$

$$h_v = \frac{(h_{1+x})_m - (h_{1+x})_1}{x_m - x_1} = c_v \vartheta_v = \tan \alpha \quad (50)$$



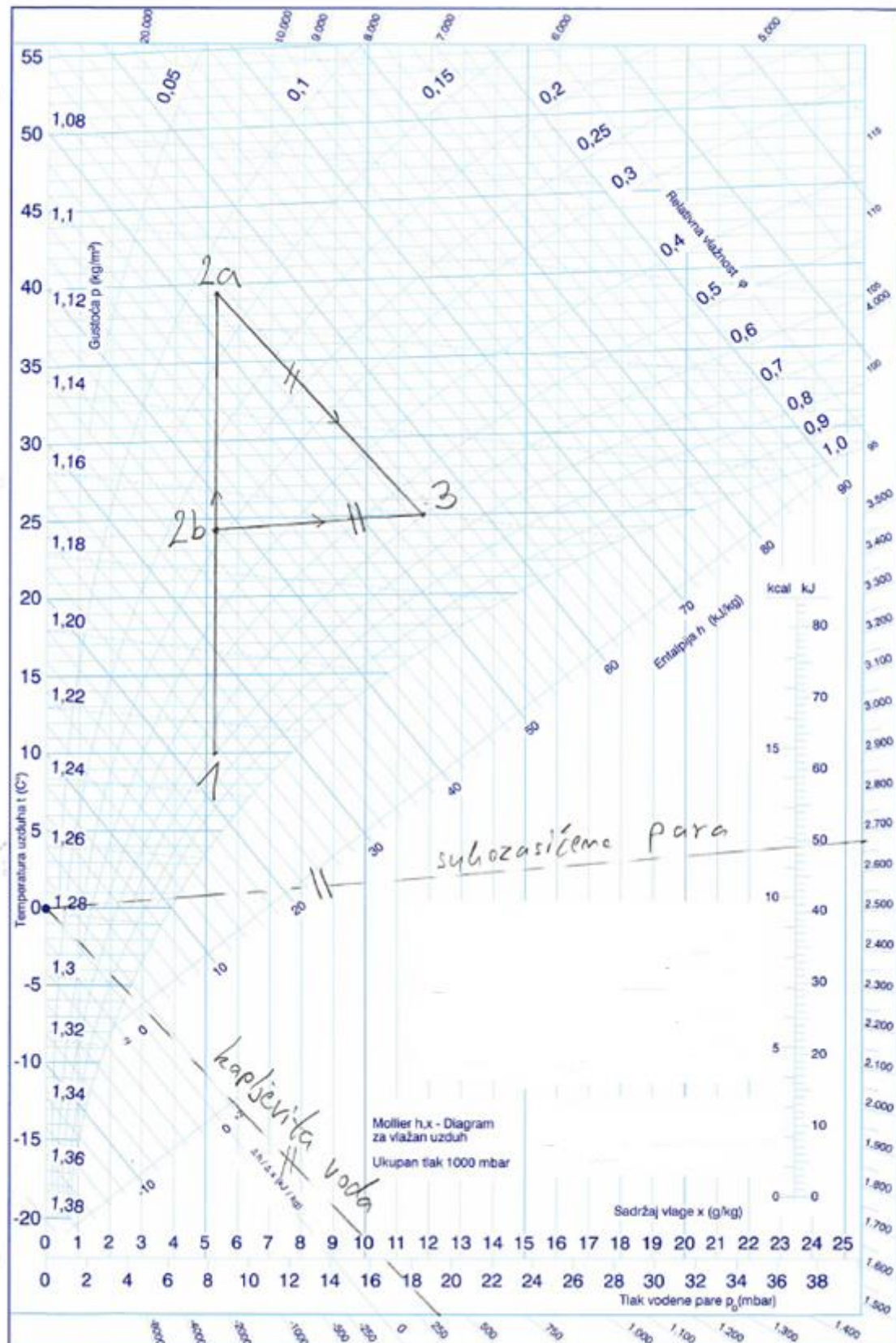
### 3. RAZRADA ZADANOG ZADATKA

#### 3.1 Definiranje pojedinih točaka procesa



**Slika 3. Shema procesa za pripremu zraka**

Na slici 3 je prikazana shema procesa za pripremu zraka s pripadajućim stanjima vlažnog zraka. Stanje 1 predstavlja ulazno stanje vlažnog zraka, a stanje 3 predstavlja konačno stanje nakon ovlaživanja kapljevitom vodom odnosno vodenom parom. Stanja 2a i 2b predstavljaju stanja zraka iza grijачa. U slučaju pod a, zrak se zagrijava toplom vodom 80/60 °C, a u slučaju pod b, toplina za zagrijavanje zraka se dobiva kondenzacijom suhozasićene pare temperature 100 °C.

Slika 4. Prikaz procesa u  $h_{1+x}, x$  dijagramu

Na slici 4 proces je prikazan i određen putem grafičkog proračuna. Na skali smjernici se očitaju vrijednosti entalpija vode temperature 80 °C i suhozasićene pare temperature 100 °C te se potom spoje pravcima s ishodištem. Zatim se iz točke 3 povuku pravci koji su paralelni s tim pravcima, te na mjestu sjecišta s vertikalom  $x_1 = x_2 = \text{konst.}$  dobivamo tražene točke 2a odnosno 2b.

## 3.2 Određivanje karakterističnih veličina stanja

### 3.2.1 Stanje okoliša

Stanje okoliša je u okviru zadatka definirano pri sljedećim uvjetima:  $p_0 = 1 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_0 = 10 \text{ °C}$  i  $\varphi_0 = 1$  [3] te je potrebno korištenjem tih podataka izračunat molnu vlažnost  $\kappa_d$  koja je kasnije potrebna kod proračuna specifične eksergije vlažnog zraka za pojedina stanja. Obzirom da se ovdje radi o zasićenom vlažnom zraku, vrijedi  $p_d(\vartheta) = p_s(\vartheta)$  te povezivanjem jednadžbe (11) s (14) dolazi se do izraza za molnu vlažnost

$$\kappa_{d0} = \frac{\varphi p_s(\vartheta)}{p - \varphi p_s(\vartheta)} \quad (51)$$

pri čemu se tlak zasićenja  $p_s$  za temperaturu  $\vartheta_0 = 10 \text{ °C}$  očitava iz [2].

$$\kappa_{d0} = \frac{1 \cdot 0,01227}{1 - 1 \cdot 0,01227} \quad (51a)$$

$$\kappa_{d0} = 0,01242 \text{ kmol/kmol} \quad (51b)$$

### 3.2.2 Stanje vlažnog zraka na ulazu u zagrijač zraka

Zrak stanja 1 zadan je s  $\vartheta_1 = 10^\circ\text{C}$  i  $\varphi_1 = 70\%$ . Tlak svih stanja vlažnog zraka odgovara tlaku okoliša  $p = 1 \text{ bar}$ . Također je zadan i volumni protok od  $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$  pomoću kojeg se odredi maseni protok suhog zraka koji je konstantan i zato praktičan za daljnje proračune.

Tlak zasićenja  $p_s$  za temperaturu  $\vartheta_1 = 10^\circ\text{C}$  uzima se iz [2] i iznosi

$$p_{s1} = 0,01227 \text{ bar}$$

Sadržaj vlage stanja 1,  $x_1$  računa se prema izrazu (14)

$$x_1 = 0,622 \cdot \frac{0,7 \cdot 0,01227}{1 - 0,7 \cdot 0,01227}$$

$$x_1 = 0,00539 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost  $\kappa_{d1}$  računa se prema izrazu (11)

$$\kappa_{d1} = 1,61 \cdot 0,00539$$

$$\kappa_{d1} = 0,00868 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija  $(h_{1+x})_1$  računa se prema izrazu (24)

$$(h_{1+x})_1 = 1,005 \cdot 10 + 0,00539 \cdot (2500 + 1,93 \cdot 10)$$

$$(h_{1+x})_1 = 23,63 \text{ kJ/kg}$$

Specifični volumen vlažnog zraka  $(v_{1+x})_1$  računa se prema izrazu (18)

$$(v_{1+x})_1 = 461,5 \cdot \frac{283,15}{100000} (0,622 + 0,00539)$$

$$(v_{1+x})_1 = 0,8198 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Maseni protok zraka računa se prema izrazu

$$q_m = \frac{q_{v1}}{(v_{1+x})_1} \quad (52)$$

$$q_m = \frac{0,5}{0,8198} \quad (52a)$$

$$q_m = 0,6099 \text{ kg/s}$$

Specifična eksergija  $(ex_{1+x})_1$  računa se prema izrazu (41)

$$\begin{aligned} (ex_{1+x})_1 = & (1005 + 0,00539 \cdot 1930) \cdot 283,15 \cdot \left( \frac{283,15}{283,15} - 1 - \ln \frac{283,15}{283,15} \right) + 283,15 \\ & \cdot 287,1 \cdot (1 + 0,00868) \cdot \ln \frac{1}{1} + 283,15 \cdot 287,1 \\ & \cdot \left[ (1 + 0,00868) \ln \frac{1 + 0,01242}{1 + 0,00868} + 0,0086757 \cdot \ln \frac{0,00868}{0,01242} \right] \end{aligned}$$

$$(ex_{1+x})_1 = 51,33 \text{ J/kg}$$

i pomoću izraza

$$Ex_1 = q_m(ex_{1+x})_1 \quad (53)$$

dolazi se do ukupne vrijednosti eksergije vlažnog zraka za stanje 1

$$Ex_1 = 31,3 \text{ W}$$

### 3.2.3 Konačno stanje vlažnog zraka

Zrak konačnog stanja (stanje 3) kojeg se dobije nakon ovlaživanja kapljevitom vodom odnosno vodenom parom zadan je s  $\vartheta_3 = 25^\circ\text{C}$  i  $\varphi_1 = 60\%$ , te se analogno postupku pod **3.2.2** određuju karakteristične veličine stanja

Tlak zasićenja  $p_s$  za temperaturu  $\vartheta_3 = 25^\circ\text{C}$  uzima se iz [2] i iznosi

$$p_{s3} = 0,03166 \text{ bar}$$

Sadržaj vlage  $x_3$  iznosi

$$x_3 = 0,012044 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost  $\varkappa_{d3}$  iznosi

$$\kappa_{d3} = 0,01939 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija  $(h_{1+x})_3$  iznosi

$$(h_{1+x})_3 = 55,82 \text{ kJ/kg}$$

Specifična eksergija  $(ex_{1+x})_3$  iznosi

$$(ex_{1+x})_3 = 528,25 \text{ J/kg}$$

Ukupna eksergija vlažnog zraka konačnog stanja iznosi

$$Ex_3 = 322,18 \text{ W}$$

### 3.2.4 Stanje vlažnog zraka na izlazu iz grijača (slučaj a)

Specifična entalpija vode za ovlaživanje temperature  $\vartheta_w = 80^\circ\text{C}$  računa se prema izrazu (50)

$$h_v = 4,1956 \cdot 80$$

$$h_v = 335,648 \text{ kJ/kg}$$

Iz jednadžbe (42) slijedi

$$x_1 = x_{2a}$$

a to također znači i da je

$$\kappa_{d1} = \kappa_{d2a}$$

Koristeći jednadžbu (50) dolazi se do vrijednosti specifične entalpije za stanje 2a

$$(h_{1+x})_{2a} = 55,82 - 335,648(0,012044 - 0,00539)$$

$$(h_{1+x})_{2a} = 53,58 \text{ kJ/kg}$$

pa se može izračunati i temperaturu zraka pomoću izraza (24)

$$\vartheta_{2a} = \frac{53,583 - 0,0053886 \cdot 2500}{1,005 + 0,0053886 \cdot 1,93}$$

$$\vartheta_{2a} = 39,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Analogno postupku pod **3.2.2** specifična eksergija stanja 2a iznosi

$$(ex_{1+x})_{2a} = 1510,62 \text{ J/ kg}$$

a potom i ukupna eksergija vlažnog zraka tog stanja je

$$Ex_{2a} = 921,32 \text{ W}$$



### 3.2.5 Stanje vlažnog zraka na izlazu iz grijača (slučaj b)

Specifičnu entalpiju suhozasićene pare temperature  $\vartheta_p = 100\text{ °C}$  očitava se iz [2] i ona iznosi

$$h_D = 2675,57\text{ kJ/kg}$$

te se proračun radi analognu postupku pod **3.2.4** koristeći izraz (47)

Sadržaj vlage  $x_{2b}$  iznosi

$$x_1 = x_{2b}$$

Molna vlažnost  $\kappa_{d2}$  iznosi

$$\kappa_{d1} = \kappa_{d2b}$$

Specifična entalpija  $(h_{1+x})_{2b}$  iznosi

$$(h_{1+x})_{2b} = 38,01\text{ kJ/kg}$$

Temperatura  $\vartheta_{2b}$  je

$$\vartheta_{2b} = 21,17\text{ °C}$$

Specifična eksergija  $(ex_{1+x})_{2b}$  ima vrijednost

$$(ex_{1+x})_{2b} = 399,23 \text{ J/ kg}$$

Ukupna eksergija vlažnog zraka za to stanje je

$$Ex_{2b} = 243,49 \text{ W}$$

### 3.3 Proračun medija za ovlaživanje

#### 3.3.1 Kapljevita voda

Maseni protok ubrizgavajuće kapljevite vode dobivamo iz bilance mase vlage za promjenu stanja vlažnog zraka iz točke 2a u točku 3, tj. koristeći izraz (48)

$$q_{mv} = 0,6099(0,012044 - 0,00539)$$

$$q_{mv} = 0,00406 \text{ kg/s}$$

Koristeći opću jednadžbu (27) te uz pretpostavku da je tlak kapljevite vode za ovlaživanje  $p_v$  jednak tlaku okoliša  $p_0$  koji iznosi 1 bar, izraz za specifičnu eksergiju kapljevite vode za ovlaživanje poprima sljedeći oblik, [4]

$$ex_v = c_v(T - T_0) - T_0 c_v \ln \frac{T}{T_0} \quad (54)$$

Specifični toplinski kapacitet vode uzima se iz [2] te specifična eksergija vode iznosi

$$ex_v = 4195,6(353,15 - 283,15) - 283,15 \cdot 4195,6 \left( \ln \frac{353,15}{283,15} \right) \quad (54a)$$

$$ex_v = 31247,17 \text{ J/kg}$$

Ukupna eksergija kapljevite vode se računa prema izrazu

$$Ex_v = q_{mv} ex_v \quad (55)$$

i ona iznosi

$$Ex_v = 126,84 \text{ W}$$

### 3.3.2 Suhozasićena para

Maseni protok ubrizgavajuće vodene pare je identičan prethodno izračunatom masenom protoku ubrizgavajuće vode zbog jednakosti izraza (45) i (48)

$$q_{mD} = 0,00406 \text{ kg/s}$$

Koristeći opću jednadžbu (27) i očitavajući potrebne vrijednosti iz [2]

$$ex_D = 2675,57 - 42,12 - 283,15(7,3541 - 0,1511)$$

dolazimo do vrijednosti specifične eksergije suhozasićene pare

$$ex_D = 593920,55 \text{ J/kg}$$

dok se eksergija ukupne suhozasićene pare računa prema

$$Ex_D = q_{md} ex_D \quad (56)$$

i iznosi

$$Ex_D = 2410,9 \text{ W}$$

## 3.4 Proračun zagrijača zraka

### 3.4.1 Potreban toplinski učinak (slučaj a)

Toplinski učinak grijača računa se prema (43)

$$\Phi_{12a} = 0,6099(53,583 - 23,63)$$

$$\Phi_{12a} = 18,271 \text{ kW}$$

Maseni protok kapljevite vode u grijaču se računa prema sljedećem izrazu

$$q_{mw} = \frac{\Phi_{12a}}{c_w(\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})} \quad (57)$$

$$q_{mw} = \frac{18,271}{4,187(80 - 60)} \quad (57a)$$

$$q_{mw} = 0,218 \text{ kg/s}$$

pa eksurgije vode na ulazu u grijač i izlazu iz grijača računate pomoću izraza (54) i (55) iznose

$$Ex_{w1} = 6811,88 \text{ W}$$

$$Ex_{w2} = 3606,7 \text{ W}$$

### 3.4.2 Potreban toplinski učinak (slučaj b)

Analogno prethodnoj točki, toplinski učinak grijača se računa prema (43) i on iznosi

$$\Phi_{12b} = 8,77 \text{ kW}$$

a maseni protok suhozasićene vodene pare se dobiva iz

$$q_{mp} = \frac{\Phi_{12b}}{r} \quad (58)$$

Specifičnu toplinu isparivanja očitava se iz [2]

$$r = 2256,47 \text{ kJ/kg}$$

pa je maseni protok suhozasićene pare

$$q_{\text{mp}} = \frac{8,77}{2256,47} \quad (58a)$$

$$q_{\text{mp}} = 0,00389 \text{ kg/s}$$

Eksergija suhozasićene pare na ulazu u grijač i vrele kapljevine na izlazu iz grijača računa se pomoću izraza (27) i (56), očitavanjem specifičnih vrijednosti entalpije i entropije iz [2]

$$Ex_{p1} = 2308,33 \text{ W}$$

$$Ex_{p2} = 193,11 \text{ W}$$

### 3.4.3 Potrebna površina izmjenjivača (slučaj a)

Površinu unakrsno izvedenog zagrijača zraka je moguće izračunat iteracijskim postupkom, međutim prvo je potrebno izračunati neke prijeko potrebne veličine.

Koristi se poznati toplinski učinak i temperaturne promjene stanja da bi se odredilo bezdimenzijske  $\pi$  parametre. (U svim je slučajevima slabija struja struja vlažnog zraka.)

Iz izraza

$$C_1 = \frac{\Phi_{12a}}{\vartheta_{2a} - \vartheta_1} \quad (59)$$

dolazi se do vrijednosti toplinskog kapaciteta vlažnog zraka

$$C_1 = \frac{18,271}{39,5 - 10} \quad (59a)$$

$$C_1 = 0,6194 \text{ kW/K}$$

Na sličan način izračunava se i toplinski kapacitet kapljevite vode

$$C_2 = \frac{\Phi_{12a}}{\vartheta_{w2} - \vartheta_{w1}} \quad (60)$$

$$C_2 = \frac{18,271}{80 - 60} \quad (60a)$$

$$C_2 = 0,9136 \text{ kW/K}$$

pa iz [1] slijedi

$$\pi_{3a} = \frac{C_1}{C_2} \quad (61)$$

$$\pi_{3a} = \frac{0,6194}{0,9136} \quad (61a)$$

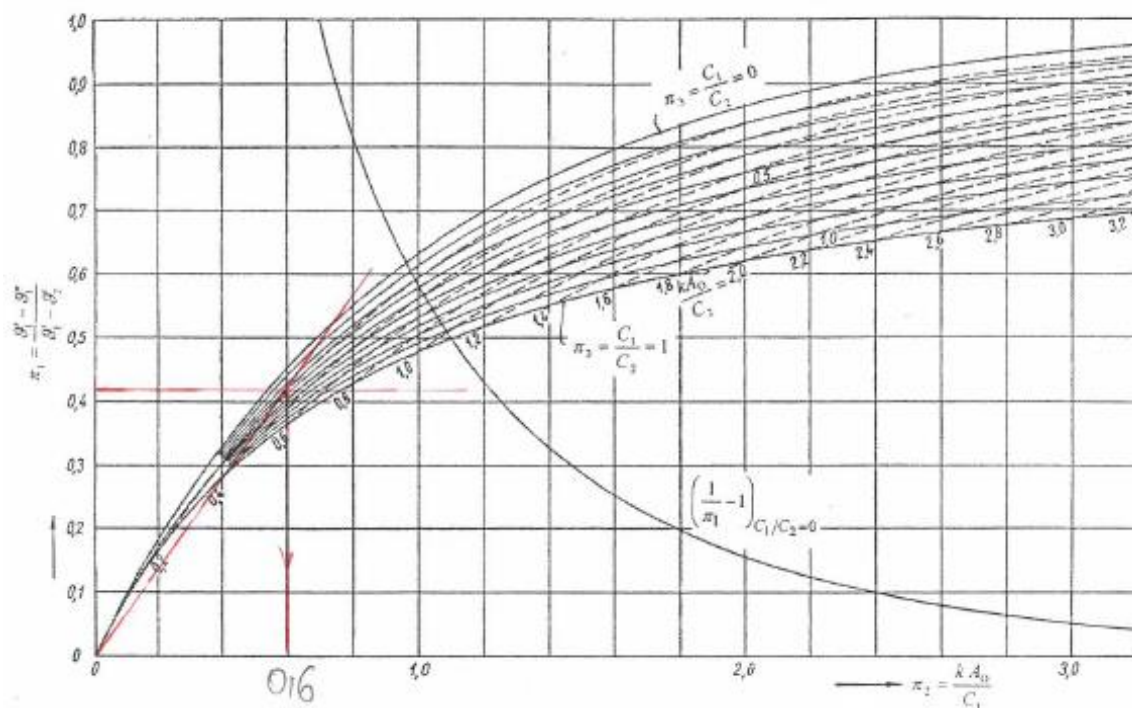
$$\pi_{3a} = 0,678$$

$$\pi_{1a} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\vartheta_1 - \vartheta_{w1}} \quad (62)$$

$$\pi_{1a} = \frac{10 - 39,5}{10 - 80} \quad (62a)$$

$$\pi_{1a} = 0,421$$

Bezdimenzijski parametar  $\pi_2$  očitava se iz dijagrama za unakrsne izmjenjivače topline prema slici 5, [5]



Slika 5. Prikaz očitavanja  $\pi_2$  parametara

i on iznosi

$$\pi_{2a} = 0,6$$

Sada se računa koeficijent prijelaza topline na strani vode. Odabiru se čelične bešavne cijevi DN 10 ( $d_u = 12,4$  mm ;  $d_v = 16$  mm [6]). Voda struji kroz  $z = 10$  redova cijevi sa po  $n = 30$  cijevi u jednom redu. Svojstva se vode očitavaju za temperaturu od  $70$  °C iz [2].



$$\rho = 977,71 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0,0000004131 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 2,5509$$

$$\lambda = 0,66311 \text{ W/(mK)}$$

Brzina vode se određuje prema izrazu

$$w = \frac{q_{mw}}{\rho z \frac{d_u^2 \pi}{4}} \quad (63)$$

$$w = \frac{0,218}{977,71 \cdot \frac{0,0124^2 \pi}{4}} \quad (63a)$$

$$w = 0,185 \text{ m/s}$$

pa Reynoldsova značajka ima vrijednost

$$Re = \frac{w \cdot d_u}{\nu} \quad (64)$$

$$Re = \frac{0,185 \cdot 0,0124}{0,0000004131} \quad (64a)$$

$$Re = 5553,3$$

Na strani vode se radi o turbulentnom strujanje kroz cijev, pa iz izraza za model izobraženog strujanja, [5]

$$Nu = \frac{\alpha_u d_u}{\lambda} = \frac{0,0398 \cdot Pr \cdot Re^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125}(Pr - 1)} \quad (65)$$

dobije se vrijednost koeficijenta prijelaza topline na strani vode

$$\alpha_u = 1824,19 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Za iteracijski postupak koriste se sljedeće jednadžbe [5]

$$\pi_{2a} = \frac{kA_{0a}}{C_1} \quad (66)$$

Koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku stranu cijevi

$$k = \frac{1}{\frac{R_2}{R_1 \alpha_u} + \frac{R_2}{\lambda_c} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (67)$$

Vanjska površina rekuperatora

$$A_{0a} = d_v \pi L_a z n \quad (68)$$

Površinu poprečnog presjeka kanala za dobavu vlažnog zraka dobiva se pretpostavljanjem parametra  $c$  koji se varira u rasponu od 0,45 m – 0,8 m ovisno o izračunatoj površini rekuperatora

$$A_k = c \cdot L_a \quad (69)$$

Brzina nastrujavanja vlažnog zraka prije naleta na snop cijevi

$$w = \frac{q_{v1}}{A_k} \quad (70)$$

Pecletov broj

$$Pe = \frac{wd_v}{a} \quad (71)$$

I naposljetku izraz za Nusseltov broj za model nastrujavanja okomito na snop cijevi (  $\zeta = 1,47$  zbog  $z = 10$  ) [5]

$$Nu = \frac{\alpha_v d_v}{\lambda} = \zeta \cdot 0,075 \cdot Pe^{0,75} \quad (72)$$

Svojstva zraka potrebna za izračun uzimaju se za temperaturu 45 °C iz [2]

$$\rho = 1,0953 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1007,7 \text{ J/(kgK)}$$

$$\lambda = 0,02739 \text{ W/(mK)}$$

Iteracijski postupak kreće s koeficijentom prijelaza topline na strani zraka  $\alpha_v = 25 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  pomoću kojeg se računaju sve potrebne veličine da se dođe do brzine zraka, a potom opet do koeficijenta prijelaza topline.

Postupkom usvajamo vrijednosti

$$\alpha_v = 25,41 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$k = 25,23 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$A_{0a} = 14,73 \text{ m}^2$$

$$L_a = 0,98 \text{ m}$$

$$A_k = 0,463 \text{ m}^2$$

$$w = 1,08 \text{ m/s}$$

### 3.4.4 Potrebna površina izmjenjivača (slučaj b)

Toplinski kapacitet vlažnog zraka  $C_1$  ostaje isti, a vrijednost bezdimenzijskog parametra  $\pi_{3b}$  poprima sljedeći iznos

$$\pi_{3b} = 0$$

zbog kondenzacije vodene pare čiji toplinski kapacitet teži u beskonačnost.

Analogno prošloj točki, vrijednost bezdimenzijskog parametra  $\pi_{1b}$  se računa prema izrazu (62) i iznosi

$$\pi_{1b} = 0,1574$$

Bezdimenzijski parametar  $\pi_{2b}$  računa se prema sljedećem [5]

$$\pi_{2b} = -\ln(1 - \pi_{1b}) \quad (73)$$

$$\pi_{2b} = -\ln(1 - 0,1574) \quad (73a)$$

$$\pi_{2b} = 0,17$$

Vrijednost koeficijenta prolaza topline s unutrašnje strane gdje kondezira para se pretpostavlja jer ne postoji dovoljno podataka za točan izračun, a naposljetku on nam i nije zapravo bitan jer je njegov red veličine puno veći od reda veličine koeficijenta prolaza topline sa strane vlažnog zraka.

$$\alpha_m = 10000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Umjesto da sada ponavljamo cijeli iteracijski postupak po uzoru na **3.4.3**, može se uz dovoljnu točnost preuzet vrijednost koeficijenta prijelaza topline na strani vanjskog zraka te izračunat  $k$  za slučaj b po uzoru na (67) koji iznosi

$$k = 25,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

te pomoću (66) dobiva se

$$A_{0b} = 4,16 \text{ m}^2$$

a zatim pomoću (68) dolazi se do vrijednosti duljine

$$L_b = 0,28 \text{ m}$$

### 3.5 Eksergijska analiza procesa

#### 3.5.1 Eksergijska analiza slučaja a



Slika 6. Shema eksergijske destrukcije u grijaču zraka grijanog vodom

Kao što se i vidi sa sheme eksergijska bilanca glasi

$$Ex_1 + Ex_{w1} = Ex_{2a} + Ex_{w2} + \Delta Ex_{1-2a} \quad (74)$$

te nakon jednostavne preinake izračunavamo vrijednost eksergijske destrukcije zagrijača zraka u kojem grijemo zrak kapljevitom vodom

$$\Delta Ex_{1-2a} = 31,3 + 6811,88 - 921,32 - 3606,7 \quad (74a)$$

$$\Delta Ex_{1-2a} = 2315,16 \text{ W}$$



**Slika 7. Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču zraka s vodom**

Eksergijska bilanca glasi

$$Ex_{2a} + Ex_v = Ex_3 + \Delta Ex_{2a-3} \quad (75)$$

te nakon jednostavne preinake izračunavamo vrijednost eksergijske destrukcije ovlaživača

$$\Delta Ex_{2a-3} = 921,32 + 126,84 - 322,18 \quad (75a)$$

$$\Delta Ex_{2a-3} = 725,98 \text{ W}$$

Ukupna eksergijska destrukcija računa se prema

$$\Delta Ex_{uk_a} = \Delta Ex_{1-2a} + \Delta Ex_{2a-3} \quad (76)$$

i ona iznosi

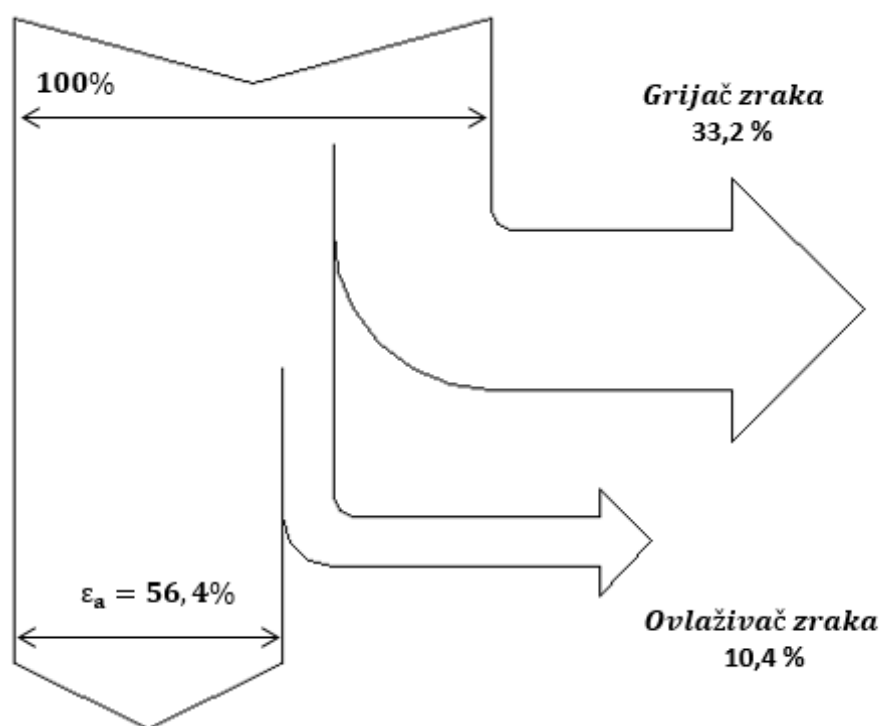
$$\Delta Ex_{uk_a} = 3041,14 \text{ W}$$

Eksergijska efikasnost procesa računa se prema izrazu, [3]

$$\varepsilon_a = \frac{\sum Ex_{izl}}{\sum Ex_{ul}} = 1 - \frac{\Delta Ex_{uk_a}}{\sum Ex_{ul}} \quad (77)$$

$$\varepsilon_a = 1 - \frac{3041,14}{31,3 + 6811,88 + 126,84} \quad (77a)$$

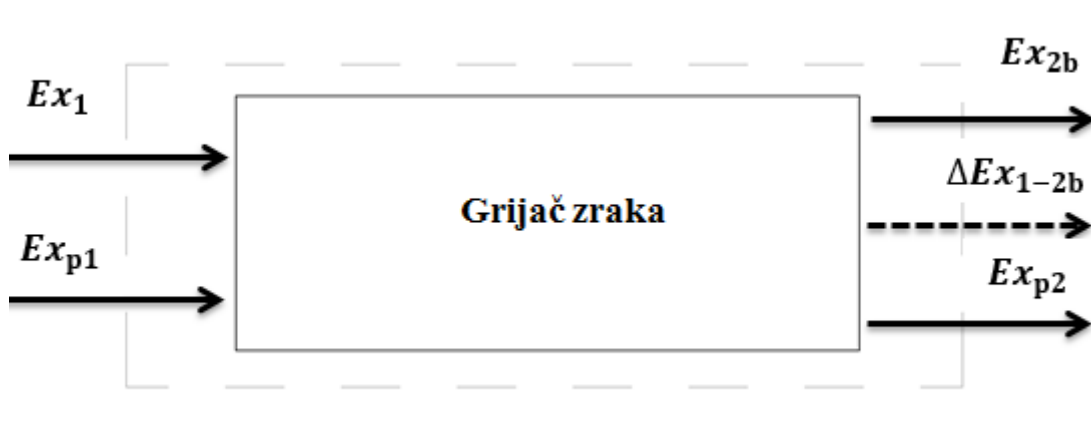
$$\varepsilon_a = 0,564$$



**Slika 8. Dijagram eksergijskog toka za slučaj a**



### 3.5.2 Eksergijska analiza slučaja b



Slika 9. Shema eksergijske destrukcije u grijaču zraka grijanog kondenzacijom pare

Kao što se i vidi sa sheme eksergijska bilanca glasi

$$Ex_1 + Ex_{p1} = Ex_{2b} + Ex_{p2} + \Delta Ex_{1-2b} \quad (78)$$

te nakon jednostavne preinake izračunava se vrijednost eksergijske destrukcije zagrijača zraka u kojem grijemo zrak potpunom kondenzacijom suhozasićene vodene pare

$$\Delta Ex_{1-2b} = 31,3 + 2308,33 - 243,49 - 193,11 \quad (78a)$$

$$\Delta Ex_{1-2b} = 1903,03 \text{ W}$$



Slika 10. Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču zraka vodenom parom

Eksergijska bilanca glasi

$$Ex_{2b} + Ex_D = Ex_3 + \Delta Ex_{2b-3} \quad (79)$$

te nakon jednostavne preinake dobiva se vrijednost eksergijske destrukcije ovlaživača

$$\Delta Ex_{2b-3} = 243,49 + 2410,9 - 322,18 \quad (79a)$$

$$\Delta Ex_{2b-3} = 2332,21 \text{ W}$$

Ukupna eksergijska destrukcija računa se prema

$$\Delta Ex_{ukp} = \Delta Ex_{1-2b} + \Delta Ex_{2b-3} \quad (80)$$

i ona iznosi

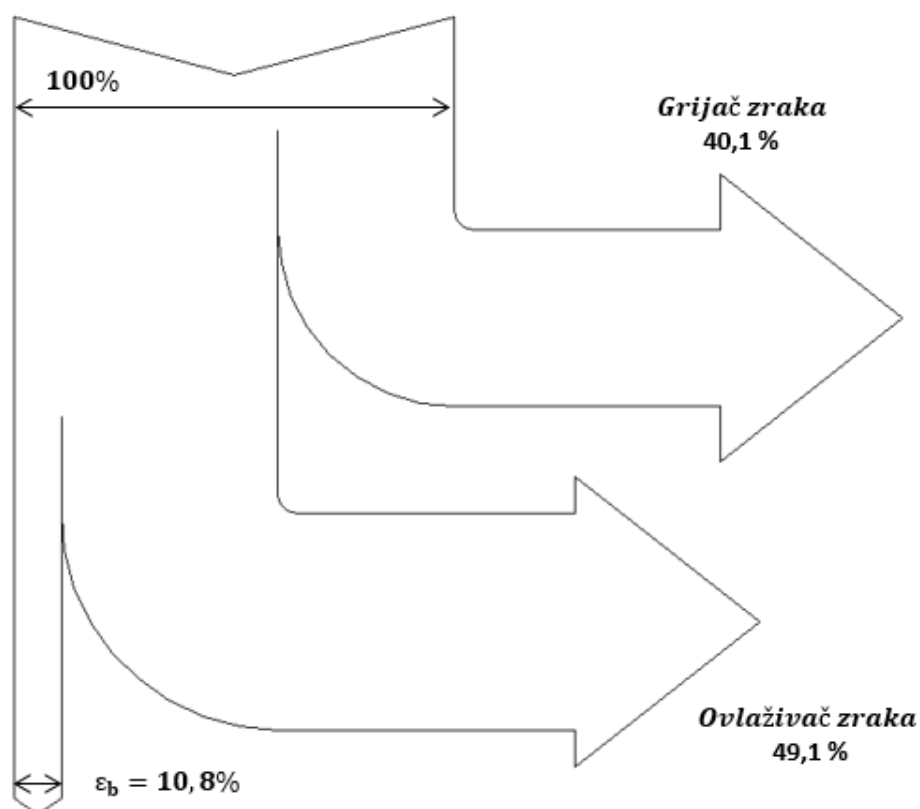
$$\Delta Ex_{ukb} = 4235,24 \text{ W}$$

Eksergijsku efikasnost procesa, koja se računa prema izrazu (77), iznosi

$$\varepsilon_b = \frac{\sum Ex_{izl}}{\sum Ex_{ul}} = 1 - \frac{\Delta Ex_{ukb}}{\sum Ex_{ul}} \quad (81)$$

$$\varepsilon_b = 1 - \frac{4235,24}{31,3 + 2308,33 + 2410,9} \quad (81a)$$

$$\varepsilon_b = 0,108$$



Slika 11. Dijagram eksergijskog toka za slučaj b

## 4. ZAKLJUČAK

Nakon provedene analize dolazi se do sljedećeg zaključka.

Grijač grijan kapljevitom vodom ima veću površinu za izmjenu topline pa je potrebno više prostora za ugradnju, međutim veća izmjenjivačka površina mu omogućava veću temperaturnu promjenu vlažnog zraka za razliku od drugog grijača koji je grijan kondenzacijom vodene pare. Prednost drugog grijača je njegova kompaktnost zbog znatno manjih dimenzija.

S eksergijskog aspekta, veći gubici u odnosu na cijelu pripremu zraka su za slučaj b, jer se grije zrak na nižu temperaturu i to još pomoću medija koji ima viši eksergijski potencijal pa se zapravo ne iskorištava sav taj potencijal koji medij može ostvariti, a to je u ovom slučaju suhozasićena vodena para.

Maseni protok ubrizgavajuće kapljevite vode odnosno suhozasićene vodene pare je međusobno jednak što je i očekivano jer se ostvaruje jednaka promjenu masenog udjela vlage, što se vidi iz bilance mase vlage za oba slučaja. Upravo zbog toga imamo ogromne gubitke kod ovlaživanja parom, jer suhozasićena vodena para ima daleko veću eksergiju od eksergije kapljevite vode koja se koristi za ovlaživanje.

## 5. LITERATURA

- [1] Galović, Antun: *Termodinamika II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [2] Halasz, Boris; Galović, Antun; Boras, Ivanka: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [3] Kanoglu, M; Y. A. Cengel; I. Dincer: *Efficiency Evaluation of Energy Systems, Springer Briefs in Energy*, Springer Verlag, New York, 2012.
- [4] Galović, Antun: *Termodinamika I*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
- [5] Bošnjaković, Fran: *Nauka o toplini II*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1986.
- [6] Kraut, *Strojarski priručnik*, Sajema, Zagreb 2009.

## **6. PRILOZI**

### **I. CD-R disc**